

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-083119
 (43)Date of publication of application : 19.03.2003

(51)Int.Cl.

F02D 41/04
 F02B 23/06
 F02D 45/00
 F02F 3/26

(21)Application number : 2001-272141

(71)Applicant : ISUZU MOTORS LTD

(22)Date of filing : 07.09.2001

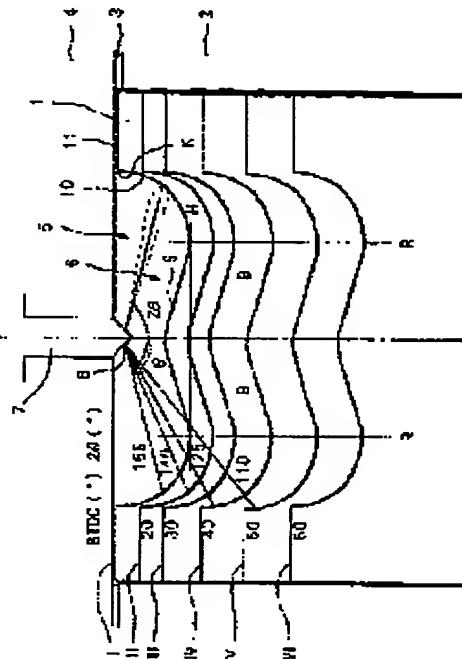
(72)Inventor : SHIMAZAKI NAOMOTO

(54) DIRECT INJECTION TYPE DIESEL ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To purify exhaust gas and reduce fuel consumption by executing proper fuel injection in all operation regions of an engine, while realizing premixed compression ignition combustion.

SOLUTION: This direct injection type diesel engine is provided with a normal injection mode for injecting fuel by timing I in the vicinity of a compression top dead point of a piston 1 and a premixed compression injection mode for injecting fuel by timing II to V earlier than the normal injection mode and timing for preventing generation of ignition of fuel till at least injection finishing. The fuel injection is performed by the normal injection mode and the premixed compression injection mode at the time of a high load operation of the engine and at the time of low and middle load operations, respectively. Normal diffusion combustion is realized at the time of the high load operation of the engine and proper fuel injection is executed over the entire operation regions, receiving benefit such as improvement of exhaust gas by premixed compression ignition combustion.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The combustion chamber divided with a cylinder, the cylinder head, and a piston, In the direct injection diesel power plant equipped with the cavity which is cut in the above-mentioned piston and carries out partition formation of a part of above-mentioned combustion chamber, and the fuel injection nozzle which injects a fuel to the above-mentioned combustion chamber The usual injection mode which injects a fuel from the above-mentioned fuel injection nozzle to the timing near the compression top dead center of the above-mentioned piston, It has the premixing compression injection mode which injects a fuel from the above-mentioned fuel injection nozzle to timing which is early timing and ignition of a fuel does not produce from this usual injection mode till injection termination at least. The direct injection diesel power plant characterized by performing fuel injection in the above-mentioned usual injection mode at the time of heavy load operation of an engine, and performing fuel injection in the above-mentioned premixing compression injection mode at the time of low Naka load operation of an engine.

[Claim 2] It is the direct injection diesel power plant according to claim 1 which judges it as heavy load operation, performs fuel injection in the above-mentioned usual injection mode when an excess air factor is less than 2.5, judges it as low Naka load operation, and performs fuel injection in the above-mentioned premixing compression injection mode when an excess air factor is 2.5 or more.

[Claim 3] The direct injection diesel power plant according to claim 1 or 2 which made the spray angle over the nozzle axis of the above-mentioned fuel injection nozzle a fixed include angle to which a fuel reaches the cavity wall of the direction outside of a path from the maximum bottom position of the above-mentioned cavity in the above-mentioned usual injection mode, and a fuel reaches a cavity wall at least in the above-mentioned premixing compression injection mode.

[Claim 4] The direct injection diesel power plant according to claim 3 whose above-mentioned spray angle is 67.5 degrees or less.

[Claim 5] claim 1 whose fuel-injection initiation timing in the above-mentioned premixing compression injection mode is after 50 degree in front of a compression top dead center before 20 degree thru/or 4 -- a direct injection diesel power plant given in either.

[Claim 6] claim 1 which consists of fields where a ridge is formed in the bottom wall center section of the above-mentioned cavity, and the side-attachment-wall section of the above-mentioned cavity does not form a diaphragm in a cavity inlet port thru/or 5 -- a direct injection diesel power plant given in either.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to a direct injection diesel power plant, and relates to the direct injection diesel power plant which realized premixing compression ignition combustion and aimed at defecation and a fuel consumption improvement of exhaust gas especially.

[0002]

[Description of the Prior Art] The demand corresponding to an environment to an internal combustion engine, especially a diesel power plant is increasing increasingly in recent years, and various means, such as a diesel particulate filter (DPF) which carries out uptake of the soot, such as a black smoke, and an NOx catalyst which carries out reduction purification of NOx, are provided increasingly. Moreover, in order to meet the demand of low-fuel-consumption-izing for CO₂ reduction further so that neither a black smoke nor NOx may be discharged fundamentally, various combustion systems are also examined.

[0003] However, the temperature which functions effectively is restricted and the continuation playback type DPF which attracts attention recently, and the NOx catalyst have the problem of not functioning effectively in the load field in engine low where especially engine exhaust gas temperature is low. Moreover, to Above DPF and a catalyst, when adding from a fuel HC which is a reducing agent, it is accompanied by aggravation of fuel consumption.

[0004] If an example is taken in the above, the direction which improves the combustion itself is technically desirable.

[0005] When having been observed in it recently usually changes fuel-injection timing from timing and it earns the time amount from fuel-injection initiation to ignition, it is the premixed combustion which makes it light after carrying out premixing of the fuel by the combustion chamber. It is known by carrying out such premixed combustion that low NOx and a low smoke will be realizable.

[0006] What injects a fuel at an early stage to fuel-injection timing (generally BTDC10° – ATDC10°) in case premixed combustion carries out the usual diffusive burning, and the thing which carries out premixed combustion by carrying out the retard of the timing and lengthening an ignition-delay period are known.

[0007] However, it is difficult to abolish aggravation of thermal efficiency, since a combustion stage becomes the timing which is surely distant from a top dead center when carrying out the retard of the fuel-injection timing, and it is not desirable in order to be accompanied by fuel consumption aggravation. Therefore, the direction which injects a fuel at an early stage can set up a combustion stage near a top dead center, and is not accompanied by fuel consumption aggravation, but is considered to be desirable.

[0008]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, in the case of the premixed combustion (this is called premixing compression ignition combustion) which injects a fuel, the following problems are at an early stage from usual.

[0009] First, premixing compression ignition combustion is the point that it can perform by no engine operating range. That is, it is because a lot of fuel injection is performed at the time of a heavy load, so ignition begins, knocking becomes intense and an engine is injured, before an engine reaches near a top dead center. Moreover, even if ignition begins near a top dead center, it will be because subsequent combustion is performed at a stretch and NOx increases by the rise of combustion temperature.

[0010] Next, if a spray angle is not appropriately set up in order to inject a fuel in premixing

compression ignition combustion, when there is a piston caudad from usual, it is the point that the injected fuel will adhere to the paries medialis orbitae of a cylinder, will cause increase unburnt [HC], dilution of oil, etc., and will cause fuel consumption aggravation as a result.

[0011] Then, this invention is originated in view of the above problem, suitable fuel injection is performed by all engine operating range, the purpose realizing premixing compression ignition combustion, and it is shown in aiming at defecation and fuel consumption reduction of exhaust gas.

[0012]

[Means for Solving the Problem] The combustion chamber where this invention is divided with a cylinder, the cylinder head, and a piston, In the direct injection diesel power plant equipped with the cavity which is cut in the above-mentioned piston and carries out partition formation of a part of above-mentioned combustion chamber, and the fuel injection nozzle which injects a fuel to the above-mentioned combustion chamber The usual injection mode which injects a fuel from the above-mentioned fuel injection nozzle to the timing near the compression top dead center of the above-mentioned piston, It has the premixing compression injection mode which usually injects a fuel from the above-mentioned fuel injection nozzle to timing which is this early timing and ignition of a fuel does not produce from injection mode till injection termination at least. At the time of heavy load operation of an engine, fuel injection is performed in the above-mentioned usual injection mode, and fuel injection is performed in the above-mentioned premixing compression injection mode at the time of low Naka load operation of an engine.

[0013] Since fuel injection is usually performed in injection mode at the time of heavy load operation of an engine while according to this realizing premixing compression ignition combustion and being able to receive profits, such as an exhaust gas improvement, since fuel injection is performed in premixing compression injection mode at the time of low Naka load operation of an engine, the usual diffusive burning can be realized, all engine operating range can be covered as a result, and suitable fuel injection can be performed.

[0014] It is desirable to judge it as heavy load operation, to perform fuel injection in the above-mentioned usual injection mode here, when an excess air factor is less than 2.5, to judge it as low Naka load operation, when an excess air factor is 2.5 or more, and to perform fuel injection in the above-mentioned premixing compression injection mode.

[0015] Moreover, it is desirable to make the spray angle over the nozzle axis of the above-mentioned fuel injection nozzle into a fixed include angle to which a fuel reaches the cavity wall of the direction outside of a path from the maximum bottom position of the above-mentioned cavity in the above-mentioned usual injection mode, and a fuel reaches a cavity wall at least in the above-mentioned premixing compression injection mode.

[0016] According to this, a fuel can usually be injected in a cavity in both injection mode and premixing compression injection mode, in premixing compression injection mode, while being able to prevent fuel adhesion in the cylinder paries medialis orbitae, since a fuel is injected on the direction outside of a path from the maximum bottom position of a cavity, the reserve-well ball near [the] the maximum bottom position is prevented, and discharge unburnt [HC] can usually be prevented in injection mode.

[0017] Here, it is desirable that the above-mentioned spray angle is 67.5 degrees or less.

[0018] Moreover, it is desirable that the fuel-injection initiation timing in the above-mentioned premixing compression injection mode is after 50 degree in front of a compression top dead center before 20 degree.

[0019] It is desirable to consist of fields where a ridge is formed in the bottom wall center section of the above-mentioned cavity, and the side-attachment-wall section of the above-mentioned cavity does not form a diaphragm in a cavity inlet port.

[0020]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the gestalt of suitable operation of this invention is explained in full detail based on an accompanying drawing.

[0021] Drawing 1 is the sectional view showing the interior of the direct injection diesel power plant concerning this operation gestalt. A piston 1 is formed free [both-way rise and fall] in a cylinder 2, and the cylinder head 4 is attached in the upper part of a cylinder 2 through a gasket 3 so that it may illustrate. A combustion chamber 5 is divided by these pistons 1, the cylinder 2, and the cylinder head 4. A cavity 6 is cut in the crowning of a piston 1, and the cavity 6 is carrying out partition formation of a part of combustion chamber 5. The fuel injection nozzle 7 for injecting a fuel is attached in a combustion chamber 5 at the cylinder head 4. The point of a fuel injection nozzle 7 is projected in a combustion chamber 5, and two or more nozzle holes 8 are formed in the point.

[0022] The axial center of a piston 1, a cylinder 2, a fuel injection nozzle 7, and a cavity 6 is on the same axial center C. Therefore, these will all be arranged at the same axle. The nozzle hole 8 of a fuel injection nozzle 7 is arranged at equal intervals in the same height location on the axial center C at a hoop direction, and it points to it so that a fuel may be injected with the predetermined spray angle theta to an axial center C, respectively. In addition, angle (aperture angle) 2theta which the spraying shafts which appear in the symmetry bordering on an axial center C in drawing make is also shown, and the value theta of this one half is the spray angle of each fuel spray. The cavity 6 is making the configuration symmetrical with an axial center C.

[0023] Although an engine may be a jet pump type diesel power plant which electronics control of fuel oil consumption, the fuel injection timing, etc. is carried out based on an engine operation condition, and was equipped with the electronic centrifugal spark advancer here, a common rail type diesel power plant with the more high degree of freedom to fuel injection timing is desirable. In the case of a common rail type, a fuel injection nozzle 7 can be used as the injector equipped with electronic actuators (electromagnetism solenoid etc.). The engine operation condition detection means for detecting engine operation conditions, such as an engine speed and an engine load, is established, and the inspired-air-volume detection means (intake air flow sensor etc.) for detecting engine inspired air volume at least are included in this. Moreover, an operation decision of fuel oil consumption, fuel injection timing, etc. which serve as desired value based on the detected engine operation condition is made, and the electronic control unit which makes the fuel injection equivalent to this desired value perform is prepared.

[0024] The cavity 6 is made into nothing and a configuration to which surface area becomes small as much as possible in the so-called saucerlike toroidal mold combustion chamber. However, the ridge 9 which rose gently-sloping is formed in the bottom wall center section where an air utilization rate is low in a combustion chamber. Moreover, the side-attachment-wall section 10 of a cavity 6 consists of only fields which do not form a diaphragm in a cavity inlet port. That is, a field which approaches an axial center C does not exist as all the fields of the side-attachment-wall section 10 separate from an axial center C, or are parallel to an axial center C as they go up, and it goes up. In other words, only an open surface or the field met up and down exists up, and an open surface does not exist caudad. Thereby, a cavity 6 does not make the so-called reentrant mold combustion chamber with a lip.

[0025] Two or more piston locations are shown in drawing. That of (I) shown most up is a location near a compression top dead center, and this is a location included behind a compression top dead center (ATDC) from 10 degrees in front of a compression top dead center (BTDC) before 10 degrees. Henceforth, they are BTDC20° (II), 30 degrees (III), 40 degrees (IV), 50 degrees (V), and 60 degrees (VI) as it goes caudad.

[0026] On the other hand, two or more spray angles are also shown in drawing, and it is the case of theta= 77.5 degrees, 70 degrees, 62.5 degrees, and 55 degrees sequentially from a top, respectively. If these are expressed with 2theta, it will become 2theta=155 degree, 140 degrees, 125 degrees, and 110 degrees.

[0027] Next, the engine of this operation gestalt is usually equipped with two kinds such as injection mode and premixing compression injection mode as the mode of fuel injection.

[0028] Usually, injection mode is the mode which injects a fuel from a fuel injection nozzle 7 to the timing near the compression top dead center of a piston, and is the mode in which fuel injection is performed to the same timing as the usual engine. More specifically, injection of a fuel is started with one stage of from BTDC10° before ATDC10°. After performing this pilot injection usually little besides the 1-time injection which injects all injection quantity by one injection in injection mode, the 2 times injection which injects the remaining amount by the main injection is included. As for the case of 2 times injection, the initiation stage of the main injection of an anaphase becomes the between from BTDC10° to ATDC10°. And the fuel injected in early stages of fuel injection lights the combustion gestalt in 1-time injection through an ignition-delay period, and it takes the gestalt of diffusive burning that the fuel burns, by continuing in the flame which was able to be done by this and injecting a fuel, for example.

[0029] By the way, in order to inject and burn a new fuel in a flame in the case of diffusive burning, from the first, a fuel must be supplied, and must be burned at few places of oxygen, and it is easy to generate a smoke. Then, he is trying to use together the following premixing compression injection modes.

[0030] Premixing compression injection mode is usually the mode which is the timing which is early timing and ignition of a fuel does not produce till injection termination at least, and injects a fuel from a

fuel injection nozzle 7 from injection mode. More specifically, injection of a fuel is started to one before 20 degree of timing after BTDC50". This timing is the timing which ignition of a fuel starts after fuel-injection termination. Said 2 times injection similarly accompanied by pilot injection besides 1-time injection in premixing compression injection mode is included. In 2 times injection, the initiation stage of the main injection becomes the between from BTDC50" to 20 degrees. For example, while a fuel is injected in the condition which is not yet sufficiently high and an ignition-delay period increases, the combustion gestalt in 1-time injection A fuel and the air in a combustion chamber 5 are stirred and mixed enough, premixed air is formed, the premixed air in a combustion chamber 5 mostly diffused in the whole region lights with the rise of cylinder internal pressure and temperature after fuel-injection termination, and the gestalt of premixing compression ignition combustion of resulting in combustion is taken. Since all fuels are mixed with air, and a combustion chamber burns after being diluted, homogeneity and, while oxygen serves as combustion in a certain inside enough around a fuel and being able to prevent a smoke, the rate of combustion is comparatively slow, and since combustion temperature does not rise rapidly, either, NOx can be prevented.

[0031] By the way, as mentioned above, there are problems, such as knocking, at the time of heavy load operation of an engine, and premixing compression injection mode (premixing compression ignition combustion) cannot be performed.

[0032] Then, with this operation gestalt, at the time of heavy load operation, injection mode usually performs same fuel injection, and premixing compression injection mode performs fuel injection from it at the time of low Naka load operation which is a low loading side. By carrying out like this, suitable fuel injection can be performed by all operating range, using premixing compression ignition combustion advantageous to exhaust gas defecation.

[0033] Although it is a translation to determine by the size of the fuel quantity to inject, he is trying for whether the change timing in the mode thru/or which the mode are used to determine it by the size of an excess air factor with this operation gestalt here. On the trial, it had become clear that it depended for generating of the diesel knock in premixed combustion on an excess air factor lambda greatly, and it was checked that a diesel knock becomes intense in a with an excess air factor of less than lambda=2.5 field. Therefore, with a predetermined value and this operation gestalt, an excess air factor lambda judges the case of less than 2.5 to be heavy load operation, and usually performs fuel injection in injection mode. On the other hand, when an excess air factor lambda is 2.5 or more, it is judged as low Naka load operation, and fuel injection is performed in premixing compression injection mode.

[0034] An electronic control unit more specifically calculates an excess air factor lambda from the actual inspired air volume and target fuel oil consumption which are detected by the inspired-air-volume detection means, at the time of $\lambda < 2.5$, fuel injection by injection mode is usually performed, and fuel injection by premixing compression injection mode is performed at the time of $\lambda \geq 2.5$.

[0035] By the way, with this operation gestalt, the single fuel injection nozzle 7 which has the fixed nozzle hole 8 realizes the two modes. for this reason, the spray angle theta of a fuel injection nozzle 7 -- usually -- injection mode -- doubling -- too much -- large -- carrying out (that is, aperture angle 2theta being extended) -- since there is a piston caudad at the time of premixing compression injection mode, the fuel spray will not enter in a cavity 6, but will collide with cylinder 2 paries medialis orbitae, and will cause increase unburnt [HC], dilution of oil, etc. moreover, the spray angle theta -- premixing compression injection mode -- doubling -- too much -- small -- carrying out (that is, aperture angle 2theta being narrowed) -- at the time of injection mode, the fuel spray will collide with the pars basilaris ossis occipitalis of a cavity 6, will collect in a cavity 6, and will usually cause increase unburnt [HC] etc. For this reason, in order to reconcile both the modes, the spray angle theta of a fuel injection nozzle 7 is set up as follows.

[0036] That is, the spray angle theta is set as a fixed include angle to which a fuel usually reaches the cavity wall of the direction outside of a path from the maximum bottom position of a cavity 6 in injection mode, and a fuel reaches a cavity wall at least in premixing compression injection mode.

[0037] The maximum bottom position of a cavity 6 is the location thru/or the point with which a cavity 6 serves as a bottom most, and is the location B where the height location in [H] drawing and the radius location of R cross. This maximum bottom position B appears as a circle which carries out the surroundings of an axial center C 1 round. Usually, the limitation by the side of theta smallness in injection mode is the maximum bottom position B, and the limitation by the side of theta size is the crossover location K where the side-attachment-wall section 10 and the piston top surface part 11 of a cavity 6 cross. Usually, it sets in injection mode, and the spray angle theta is set up so that a fuel

may reach thru/or collide with the cavity wall between these maximum bottom position B and the crossover location K.

[0038] Moreover, in short, a fuel should just enter in a cavity 6 that a fuel should just reach a cavity wall in premixing compression injection mode. Therefore, only by the limitation by the side of theta size existing as a crossover location K, the limitation by the side of theta smallness does not exist. Since a fuel is injected at an early stage and an ignition-delay period increases from usual in this mode, it can do in this way because fuels can be mixed [no] with air in the meantime and a problem unburnt [HC] occurs.

[0039] It is as follows when the relation between the spray angle theta (or aperture angle 2theta) and injection timing is explained here using drawing. First, when it is in the location where a piston 2 is most shown up in injection mode, it is usually assumed that fuel injection is performed. Moreover, in premixing compression injection mode, when it is in the location which is BTDC20° at which a piston 2 is illustrated, 30 degrees, 40 degrees, or 50 degrees, it is assumed that fuel injection is performed. In addition, although the location of BTDC60° is also shown, it is drawn by reference.

[0040] $\theta = 77.5$ degrees ($2\theta = 155$ degree) of spray angles shown most up are a general value employable as the usual engine. In this case, naturally the above-mentioned conditions are fulfilled, and if injection initiation timing is BTDC20° and 30 degrees also in premixing compression injection mode, the above-mentioned conditions are usually fulfilled in injection mode. However, the above-mentioned conditions are not fulfilled at the time of BTDC40° and 50 degrees, but if the injection initiation timing in premixing compression injection mode is BTDC20° or 30 degrees by this, $\theta = 77.5$ degrees ($2\theta = 155$ degree) of spray angles are employable.

[0041] Moreover, no less than the $\theta = 70$ degrees ($2\theta = 140$ degree) of the above-mentioned conditions in injection mode are usually fulfilled. And although the above-mentioned conditions are fulfilled in premixing compression injection mode if injection initiation timing is BTDC20° and 30 degrees, the above-mentioned conditions are not fulfilled at the time of BTDC40° and 50 degrees. therefore, the injection initiation timing in premixing compression injection mode — BTDC20° — or if 30 degrees becomes, $\theta = 70$ degrees ($2\theta = 140$ degree) of spray angles are employable.

[0042] No less than the $\theta = 62.5$ degrees ($2\theta = 125$ degree) of the above-mentioned conditions in injection mode are usually fulfilled. And although the above-mentioned conditions are fulfilled in premixing compression injection mode if injection initiation timing is BTDC20°, 30 degrees, and 40 degrees, the above-mentioned conditions are not fulfilled at the time of BTDC50°. therefore, the injection initiation timing in premixing compression injection mode — BTDC20° and 30 degrees — or if 40 degrees becomes, $\theta = 62.5$ degrees ($2\theta = 125$ degree) of spray angles are employable.

[0043] The $\theta = 55$ degrees ($2\theta = 110$ degree) of the above-mentioned conditions in injection mode are not usually fulfilled. In this case, although the above-mentioned conditions are filled with any injection initiation timing (BTDC20°, 30 degrees, 40 degrees, and 50 degrees) in premixing compression injection mode, the above-mentioned conditions in injection mode are not usually fulfilled. Therefore, $\theta = 55$ degrees ($2\theta = 110$ degree) of spray angles are not employable.

[0044] Thus, although the path and the depth of a cavity 6 are especially related to the injection initiation timing in premixing compression injection mode in the decision of the spray angle theta, the unburnt HC discharge in injection mode, the collision of the fuel spray to cylinder 2 paries medialis orbitae in premixing compression injection mode, etc. can usually be prevented by making it an include angle which fulfills the above-mentioned conditions anyway. Since the direction outside of a path can be made to be able to flow in accordance with a cavity wall and the fuel after a collision to a cavity wall can be diffused by injecting a fuel so that a fuel may reach the cavity wall of the direction outside of a path from the maximum bottom position of a cavity 6 at the time of injection mode, wide range air can be used and desirable combustion can usually be realized here.

[0045] By the way, as for combustion, it is desirable to be carried out in the location which kept away from cylinder head 4 inferior surface of tongue as much as possible. That is, since an engine water jacket is formed in the cylinder head 4 and the cylinder head 4 is cooled by cooling water, if combustion is performed near the cylinder head inferior surface of tongue, heat will be taken by the cylinder head 4 and thermal efficiency will fall, and it is disadvantageous for fuel consumption, and is because it also becomes the cause of black-smoke generating.

[0046] Therefore, from such viewpoints, the smaller possible one of the spray angle theta is desirable. As a result of the trial, when the spray angle theta was below 67.5 degrees ($2\theta = 135$ degree), fuel consumption improved, and it became clear that a black smoke was also controlled. Therefore, as for the spray angle theta, considering as 67.5 degrees or less is desirable.

[0047] Furthermore, since a cavity configuration to which surface area becomes small as much as possible with this operation gestalt is adopted, heat cannot be easily taken by the piston 2, either and improvement in thermal efficiency and fuel consumption can be aimed at. Moreover, combustion occurred centering on the outside in the cavity 6, since the air utilization rate of a cavity core was low, the ridge 9 was formed in order to bury this useless part, and the cavity 6 was made into the gestalt of a toroidal mold combustion chamber.

[0048] While combustion temperature falls [the direction which controlled an air flow in a combustion chamber 5 as much as possible] on the other hand in premixing compression ignition combustion and being able to reduce NOx, it turns out that improvement in fuel consumption can be aimed at by control of heat loss. Therefore, the cavity 6 of this operation gestalt does not have a lip which projects in the cavity inlet-port section at the direction inside of a path, and what is not the so-called reentrant mold is used for it. Namely, generally, the swirl maintenance capacity in a cavity can be high, more by the way, an expansion line can also give a swirl to the air besides a cavity by this, and a reentrant mold can promote an air flow as the whole combustion chamber, can activate combustion, and the desirable thing is known for the usual combustion gestalt. However, since premixed air is formed from the first and combustion is easy to be performed in case of the case of premixing compression ignition combustion, combustion will become active too much, combustion temperature will become high, and NOx will increase. Moreover, the part heat loss to which combustion temperature becomes high also increases, and fuel consumption gets worse. Therefore, a reentrant mold cavity is not adopted with this operation gestalt which performs premixing compression ignition combustion. In addition, it is good for a suction port to also adopt a low swirl configuration in this semantics.

[0049] As mentioned above, the gestalt of operation of this invention can adopt things various otherwise.

[0050]

[Effect of the Invention] Realizing premixing compression ignition combustion in short above according to this invention, suitable fuel injection is performed by all engine operating range, and the outstanding effectiveness [say / that defecation and fuel consumption reduction of exhaust gas can be aimed at] is demonstrated.

[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12)公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-83119

(P 2 0 0 3 - 8 3 1 1 9 A)

(43)公開日 平成15年3月19日(2003.3.19)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	マークコード	(参考)
F02D 41/04	385	F02D 41/04	385	C 3G023
F02B 23/06		F02B 23/06		B 3G084
				L 3G301
			R	
F02D 45/00	366	F02D 45/00	366	Z
		審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 7 頁) 最終頁に続く		

(21)出願番号 特願2001-272141(P 2001-272141)

(71)出願人 000000170

いすゞ自動車株式会社

(22)出願日 平成13年9月7日(2001.9.7)

東京都品川区南大井6丁目26番1号

(72)発明者 島▲崎▼直基

神奈川県藤沢市土棚8番地 株式会社いす
ゞ中央研究所内

(74)代理人 100068021

弁理士 絹谷 信雄

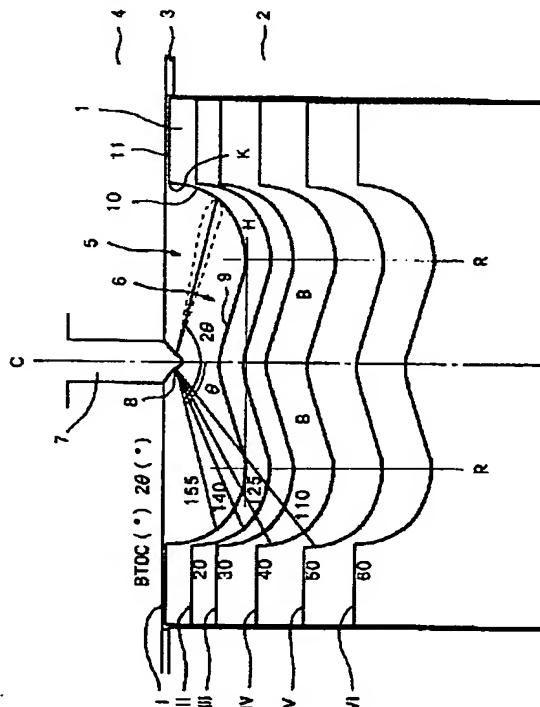
最終頁に続く

(54)【発明の名称】直接噴射式ディーゼルエンジン

(57)【要約】

【課題】 予混合圧縮着火燃焼を実現しつつ、エンジンの全ての運転領域で適切な燃料噴射を実行し、排ガスの清浄化及び燃費低減を図る。

【解決手段】 直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、ピストン1の圧縮上死点付近のタイミング(I)で燃料を噴射する通常噴射モードと、この通常噴射モードより早期のタイミング(II~V)で且つ少なくとも噴射終了まで燃料の着火が生じないようなタイミングで燃料を噴射する予混合圧縮噴射モードとを備え、エンジンの高負荷運転時には通常噴射モードで、エンジンの低中負荷運転時には予混合圧縮噴射モードで燃料噴射を行う。予混合圧縮着火燃焼による排ガス改善等の利益を受けつつ、エンジンの高負荷運転時に通常の拡散燃焼を実現し、全運転領域に亘り適切な燃料噴射を実行することができる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 シリンダ、シリンダヘッド及びピストンによって区画される燃焼室と、上記ピストンに凹設され上記燃焼室の一部を区画形成するキャビティと、上記燃焼室に燃料を噴射する燃料噴射ノズルとを備えた直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、上記ピストンの圧縮上死点付近のタイミングで上記燃料噴射ノズルから燃料を噴射する通常噴射モードと、該通常噴射モードより早期のタイミングで且つ少なくとも噴射終了まで燃料の着火が生じないようなタイミングで上記燃料噴射ノズルから燃料を噴射する予混合圧縮噴射モードとを備え、エンジンの高負荷運転時には上記通常噴射モードで燃料噴射を行い、エンジンの低中負荷運転時には上記予混合圧縮噴射モードで燃料噴射を行うことを特徴とする直接噴射式ディーゼルエンジン。

【請求項 2】 空気過剩率が 2.5 未満の場合は高負荷運転と判断して上記通常噴射モードで燃料噴射を行い、空気過剩率が 2.5 以上の場合は低中負荷運転と判断して上記予混合圧縮噴射モードで燃料噴射を行う請求項 1 記載の直接噴射式ディーゼルエンジン。

【請求項 3】 上記燃料噴射ノズルのノズル軸線に対する噴射角を、上記通常噴射モードにおいて上記キャビティの最底位置より径方向外側のキャビティ内壁に燃料が到達し、且つ、上記予混合圧縮噴射モードにおいて少なくともキャビティ内壁に燃料が到達するような一定の角度とした請求項 1 又は 2 記載の直接噴射式ディーゼルエンジン。

【請求項 4】 上記噴射角が 67.5° 以下である請求項 3 記載の直接噴射式ディーゼルエンジン。

【請求項 5】 上記予混合圧縮噴射モードにおける燃料噴射開始タイミングが圧縮上死点前 50° 以降 20° 以前である請求項 1 乃至 4 いずれかに記載の直接噴射式ディーゼルエンジン。

【請求項 6】 上記キャビティの底壁中央部に隆起部が形成され、上記キャビティの側壁部がキャビティ入口に絞りを形成しないような面で構成される請求項 1 乃至 5 いずれかに記載の直接噴射式ディーゼルエンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は直接噴射式ディーゼルエンジンに係り、特に、予混合圧縮着火燃焼を実現して排ガスの清浄化及び燃費改善を図った直接噴射式ディーゼルエンジンに関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関、特にディーゼルエンジンに対する環境対応の要求が近年益々高まっており、黒煙などの煤を捕集するディーゼルパティキュレートフィルタ（DPF）や、NOx を還元浄化する NOx 触媒等様々な手段が講じられるようになってきている。また、黒煙や NOx を根本的に排出しないように、さらには CO₂

低減のための低燃費化の要求に応えるために、様々な燃焼方式も検討されている。

【0003】 しかし、最近注目されている連続再生式 DPF や NOx 触媒は有効に機能する温度が限られており、特にエンジンの排ガス温度が低いエンジン低中負荷領域では有効に機能しないなどの問題を抱えている。また、上記 DPF や触媒に対して、還元剤である HC を燃料から添加する場合は燃費の悪化を伴う。

【0004】 以上を鑑みれば、燃焼そのものを改善する方が技術的には好ましいものである。

【0005】 その中で最近注目されてきているのが、燃料噴射タイミングを通常タイミングから変更し、燃料噴射開始から着火までの時間を稼ぐことにより、燃料を燃焼室内で予混合した上で着火させる予混合燃焼である。このような予混合燃焼をさせることにより低 NOx、低スモークを実現できることが知られている。

【0006】 予混合燃焼は、通常の拡散燃焼をせる場合の燃料噴射タイミング（一般的には BTDC 10° ~ ATDC 10°）に対し、早期に燃料を噴射するものと、タイミングをリタードさせて着火遅れ期間を長くさせることにより予混合燃焼させるものとが知られている。

【0007】 しかし、燃料噴射タイミングをリタードさせる場合は燃焼時期がどうしても上死点から離れたタイミングになってしまふため、熱効率の悪化を無くすことが困難であり、燃費悪化を伴うため好ましくない。よって早期に燃料を噴射する方が燃焼時期を上死点付近に設定でき、燃費悪化を伴わず、好ましいと考えられる。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】 しかし、通常より早期に燃料を噴射する予混合燃焼（これを予混合圧縮着火燃焼という）の場合、以下のようないわゆる問題がある。

【0009】 まず、予混合圧縮着火燃焼は、エンジンの全ての運転領域で実行することができないという点である。即ち、高負荷時には多量の燃料噴射が実行されるため、エンジンが上死点付近に到達する前に着火が開始してしまい、ノッキングが激しくなり機関を損傷するからである。また仮に上死点付近で着火が開始したとしても、その後の燃焼が一気に行われて燃焼温度の上昇により NOx が増大するからである。

【0010】 次に、予混合圧縮着火燃焼では、通常よりピストンが下方にあるときに燃料を噴射するため、噴射角を適切に設定しないと、噴射した燃料がシリンダの内側壁に付着してしまい、未燃 HC の増大やオイルの希釈化等を招き、結果的に燃費悪化を招いてしまうという点である。

【0011】 そこで、以上の問題に鑑みて本発明は創案され、その目的は予混合圧縮着火燃焼を実現しつつ、エンジンの全ての運転領域で適切な燃料噴射を実行し、排ガスの清浄化及び燃費低減を図ることにある。

【0012】

【課題を解決するための手段】本発明は、シリンダ、シリンダヘッド及びピストンによって区画される燃焼室と、上記ピストンに凹設され上記燃焼室の一部を区画形成するキャビティと、上記燃焼室に燃料を噴射する燃料噴射ノズルとを備えた直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、上記ピストンの圧縮上死点付近のタイミングで上記燃料噴射ノズルから燃料を噴射する通常噴射モードと、この通常噴射モードより早期のタイミングで且つ少なくとも噴射終了まで燃料の着火が生じないようなタイミングで上記燃料噴射ノズルから燃料を噴射する予混合圧縮噴射モードとを備え、エンジンの高負荷運転時には上記通常噴射モードで燃料噴射を行い、エンジンの低中負荷運転時には上記予混合圧縮噴射モードで燃料噴射を行うものである。

【0013】これによれば、エンジンの低中負荷運転時には予混合圧縮噴射モードで燃料噴射を行うため、予混合圧縮着火燃焼を実現し、排ガス改善等の利益を受け得ると共に、エンジンの高負荷運転時には通常噴射モードで燃料噴射を行うため、通常の拡散燃焼を実現し、結果としてエンジンの全運転領域に亘り適切な燃料噴射を実行することができる。

【0014】ここで、空気過剰率が2.5未満の場合は高負荷運転と判断して上記通常噴射モードで燃料噴射を行い、空気過剰率が2.5以上の場合は低中負荷運転と判断して上記予混合圧縮噴射モードで燃料噴射を行うのが好ましい。

【0015】また、上記燃料噴射ノズルのノズル軸線に対する噴射角を、上記通常噴射モードにおいて上記キャビティの最底位置より径向外側のキャビティ内壁に燃料が到達し、且つ、上記予混合圧縮噴射モードにおいて少なくともキャビティ内壁に燃料が到達するような一定の角度とするのが好ましい。

【0016】これによれば、通常噴射モードと予混合圧縮噴射モードとの両方でキャビティ内に燃料を噴射することができ、予混合圧縮噴射モードではシリンダ内側壁への燃料付着を防止できると共に、通常噴射モードではキャビティの最底位置より径向外側に燃料を噴射するため、その最底位置付近への燃料溜まりを防止し未燃H_Cの排出を防止できる。

【0017】ここで、上記噴射角が67.5°以下であるのが好ましい。

【0018】また上記予混合圧縮噴射モードにおける燃料噴射開始タイミングが圧縮上死点前50°以降20°以前であるのが好ましい。

【0019】上記キャビティの底壁中央部に隆起部が形成され、上記キャビティの側壁部がキャビティ入口に絞りを形成しないような面で構成されるのが好ましい。

【0020】

【発明の実施の形態】以下、本発明の好適な実施の形態

を添付図面に基づいて詳述する。

【0021】図1は本実施形態に係る直接噴射式ディーゼルエンジンの内部を示す断面図である。図示するように、ピストン1がシリンダ2内に往復昇降自在に設けられ、シリンダ2の上部にはガスケット3を介してシリンダヘッド4が取り付けられる。これらピストン1、シリンダ2及びシリンダヘッド4によって燃焼室5が区画される。ピストン1の頂部にはキャビティ6が凹設され、キャビティ6が燃焼室5の一部を区画形成している。シリンダヘッド4には燃焼室5に燃料を噴射するための燃料噴射ノズル7が取り付けられる。燃料噴射ノズル7の先端部は燃焼室5内に突出され、その先端部には複数の噴孔8が設けられる。

【0022】ピストン1、シリンダ2、燃料噴射ノズル7及びキャビティ6の軸心は同一の軸心C上にある。従ってこれらは全て同軸に配置されることとなる。燃料噴射ノズル7の噴孔8は、その軸心C上の同一高さ位置に周方向に等間隔に配置され、それぞれ軸心Cに対し所定の噴射角θをもって燃料を噴射するように指向される。なお、図においては軸心Cを境に対称に表れる噴霧軸同士のなす角（開き角）2θも示されており、この半分の値θが各燃料噴霧の噴射角である。キャビティ6は軸心Cに対称な形状をなしている。

【0023】ここで、エンジンは燃料噴射量及び噴射時期等がエンジン運転状態に基づき電子制御されるものであり、電子ガバナを備えた噴射ポンプ式ディーゼルエンジンであってもよいが、より噴射時期に対する自由度の高いコモンレール式ディーゼルエンジンが好ましい。コモンレール式の場合、燃料噴射ノズル7は電子アクチュエータ（電磁ソレノイド等）を備えたインジェクタとすることができる。エンジン回転数やエンジン負荷等、エンジン運転状態を検出するためのエンジン運転状態検出手段が設けられ、これには少なくともエンジンの吸気量を検出するための吸気量検出手段（エアフローセンサ等）が含まれる。また検出されたエンジン運転状態に基づいて目標値となる燃料噴射量及び噴射時期等を演算決定し、この目標値に相当する燃料噴射を実行せしめる電子制御ユニットが設けられる。

【0024】キャビティ6は浅皿状の所謂トロイダル型燃焼室をなし、できるだけ表面積が小さくなるような形状とされている。ただし、燃焼室内において空気利用率が低い底壁中央部にはなだらかに盛り上がった隆起部9が形成される。また、キャビティ6の側壁部10はキャビティ入口に絞りを形成しないような面のみで構成されている。即ち、側壁部10のあらゆる面は、上方に向かうにつれ軸心Cから離れるか、或いは軸心Cと平行であり、上方に向かうにつれ軸心Cに近づくような面は存在しない。言い換えれば上方に開いた面か上下に沿った面のみが存在し、下方に開いた面は存在しない。これによりキャビティ6は、リップを有した所謂リエントラント

型燃焼室をなさないものとなる。

【0025】図には複数のピストン位置が示される。最も上方に示される(I)のが圧縮上死点付近の位置で、これは圧縮上死点前(B T D C) 10°から圧縮上死点後(A T D C) 10°までの間に含まれる位置である。以降、下方に向かうに従ってB T D C 20°(II)、30°(III)、40°(IV)、50°(V)、60°(VI)である。

【0026】一方、図には複数の噴射角も示されており、それぞれ上から順に $\theta = 77.5^\circ, 70^\circ, 62.5^\circ, 55^\circ$ の場合である。これらを 2θ で表すと $2\theta = 155^\circ, 140^\circ, 125^\circ, 110^\circ$ となる。

【0027】次に、本実施形態のエンジンは、燃料噴射のモードとして通常噴射モードと予混合圧縮噴射モードとの二種類を備えている。

【0028】通常噴射モードは、ピストンの圧縮上死点付近のタイミングで燃料噴射ノズル7から燃料を噴射するモードで、通常のエンジンと同様のタイミングで燃料噴射を行うモードである。より具体的には、B T D C 10°からA T D C 10°までの間のいずれかの時期で燃料の噴射を開始する。この通常噴射モードには、1回の噴射で全ての噴射量を噴射する1回噴射の他に、少量のパイロット噴射を行った後残りの量を主噴射で噴射する2回噴射が含まれる。2回噴射の場合は後期の主噴射の開始時期がB T D C 10°からA T D C 10°までの間となる。そして例えば1回噴射の場合の燃焼形態は、燃料噴射の初期に噴射した燃料が着火遅れ期間を経て着火し、これによってできた火炎の中に継続して燃料を噴射することによりその燃料が燃焼するという拡散燃焼の形態を探る。

【0029】ところで、拡散燃焼の場合火炎の中に新たな燃料を噴射して燃焼させるため、元々酸素の少ないところに燃料を供給して燃焼させなければならず、スマーカーが発生しやすい。そこで以下のような予混合圧縮噴射モードを併用するようにしている。

【0030】予混合圧縮噴射モードは、通常噴射モードより早期のタイミングで、且つ少なくとも噴射終了まで燃料の着火が生じないようなタイミングで、燃料噴射ノズル7から燃料を噴射するモードである。より具体的には、B T D C 50°以降20°以前のいずれかのタイミングで燃料の噴射を開始する。このタイミングは燃料噴射終了後に燃料の着火が開始するようなタイミングである。前記同様、予混合圧縮噴射モードには、1回噴射の他にパイロット噴射を伴う2回噴射が含まれる。2回噴射の場合主噴射の開始時期がB T D C 50°から20°までの間となる。例えば1回噴射の場合の燃焼形態は、筒内温度及び圧力が未だ十分高くない状態で燃料が噴射され、着火遅れ期間が増大されると共に、燃料と燃焼室5内の空気とが十分攪拌、混合されて予混合気を形成し、燃料噴射終了後、筒内圧力及び温度の上昇と共に燃

焼室5内のほぼ全域に拡散した予混合気が着火し、燃焼に至るという予混合圧縮着火燃焼の形態を探る。全ての燃料が空気と混合され、燃焼室内が均一、希薄化された後に燃焼するため、燃料の周囲に酸素が十分ある中での燃焼となりスマーカーを防止できると共に、燃焼速度が比較的緩慢で、燃焼温度も急激に上昇しないためNOxが防止できる。

【0031】ところで、上述したように、エンジンの高負荷運転時にはノッキング等の問題があって予混合圧縮噴射モード(予混合圧縮着火燃焼)を実行することができない。

【0032】そこで本実施形態では、高負荷運転時には通常噴射モードによって通常同様の燃料噴射を行い、それより低負荷側である低中負荷運転時には予混合圧縮噴射モードによって燃料噴射を行う。こうすることで、排ガス清浄化に有利な予混合圧縮着火燃焼を利用しつつ、全ての運転領域で適切な燃料噴射を実行することができる。

【0033】ここで、モードの切替タイミングないしいずれのモードを用いるか否かは、噴射する燃料量の大小により決定すればよい訳だが、本実施形態では空気過剰率の大小によりそれを決定するようしている。試験上では、予混合燃焼におけるディーゼルノックの発生は空気過剰率入に大きく依存していることが判明しており、空気過剰率入=2.5未満の領域でディーゼルノックが激しくなることが確認された。従って、空気過剰率入が所定値、本実施形態では2.5未満の場合は高負荷運転と判断し、通常噴射モードで燃料噴射を行う。一方、空気過剰率入が2.5以上の場合は低中負荷運転と判断し、予混合圧縮噴射モードで燃料噴射を行う。

【0034】より具体的には、電子制御ユニットが、吸気量検出手段によって検出される実際の吸気量と目標燃料噴射量とから空気過剰率入を計算し、入<2.5のときは通常噴射モードによる燃料噴射を実行し、入≥2.5のときは予混合圧縮噴射モードによる燃料噴射を実行する。

【0035】ところで、本実施形態では一定の噴孔8を有する単一の燃料噴射ノズル7により2つのモードを実現する。このため燃料噴射ノズル7の噴射角 θ を通常噴射モードに合わせてあまりに大きくしてしまう(つまり開き角 2θ を広げてしまう)と、予混合圧縮噴射モードのときピストンが下方にあるため燃料噴霧がキャビティ6内に入らずシリンダ2内側壁に衝突し、未燃HCの増大やオイルの希釈化等を招いてしまう。また、噴射角 θ を予混合圧縮噴射モードに合わせてあまりに小さくしてしまう(つまり開き角 2θ を狭めてしまう)と、通常噴射モードのとき燃料噴霧がキャビティ6の底部に衝突しキャビティ6内に溜まってしまって未燃HCの増大等を招いてしまう。このため、両モードを両立させるために燃料噴射ノズル7の噴射角 θ が以下のように設定されて

いる。

【0036】即ち、噴射角 θ は、通常噴射モードにおいてキャビティ6の最底位置より径方向外側のキャビティ内壁に燃料が到達し、且つ、予混合圧縮噴射モードにおいて少なくともキャビティ内壁に燃料が到達するような一定の角度に設定されている。

【0037】キャビティ6の最底位置とはキャビティ6が最も底となる位置ないしポイントで、図中Hの高さ位置かつRの半径位置が交差する位置Bである。この最底位置Bは軸心Cの周りを1周する円として表れる。通常噴射モードにおけるθ小側の限界が最底位置Bであり、θ大側の限界は、キャビティ6の側壁部10とピストン頂面部11とが交差する交差位置Kである。通常噴射モードにおいては、これら最底位置Bと交差位置Kとの間のキャビティ内壁に燃料が到達しないし衝突するよう噴射角θが設定される。

【0038】また、予混合圧縮噴射モードにおいてはキャビティ内壁に燃料が到達すればよく、要はキャビティ内に燃料が入ればよい。従ってθ大側の限界が交差位置Kとして存在するだけで、θ小側の限界は存在しない。このようにすることができるのは、本モードでは通常より早期に燃料が噴射され着火遅れ期間が増大されるので、この間に全ての燃料を空気と混合でき、未燃H Cの問題が発生しないからである。

【0039】ここで図を用いて噴射角θ（又は開き角2θ）と噴射タイミングとの関係を説明すると次のようになる。まず、通常噴射モードにおいては、ピストン2が最も上方に示される位置にあるときに燃料噴射が行われると仮定する。また予混合圧縮噴射モードにおいては、ピストン2が図示されるBTDC 20° 、 30° 、 40° 又は 50° の位置にあるときに燃料噴射が行われると仮定する。なおBTDC 60° の位置も示されるが、参考までに描かれたものである。

【0040】最も上方に示される噴射角 $\theta = 77.5^\circ$
 $(2\theta = 155^\circ)$ は、通常のエンジンに採用することができる一般的な値である。この場合通常噴射モードでは上記条件を当然満たし、予混合圧縮噴射モードでも噴射開始タイミングがBTDC 20° 及び 30° なら上記条件を満たす。しかし、BTDC 40° 及び 50° のときは上記条件を満たさず、これにより予混合圧縮噴射モードの噴射開始タイミングがBTDC 20° 又は 30° なら噴射角 $\theta = 77.5^\circ$ $(2\theta = 155^\circ)$ は採用可能である。

【0041】また、 $\theta = 70^\circ$ ($2\theta = 140^\circ$) も通常噴射モードの上記条件を満たす。そして予混合圧縮噴射モードでは噴射開始タイミングが BTDC 20° 及び 30° なら上記条件を満たすが、BTDC 40° 及び 50° のときは上記条件を満たさない。よって予混合圧縮噴射モードの噴射開始タイミングが BTDC 20° 又は 30° ならば噴射角 $\theta = 70^\circ$ ($2\theta = 140^\circ$) は採用可能である。

用可能である。

【0042】 $\theta = 62.5^\circ$ ($2\theta = 125^\circ$) も通常噴射モードの上記条件を満たす。そして予混合圧縮噴射モードでは噴射開始タイミングが BTDC 20°、30° 及び 40° なら上記条件を満たすが、BTDC 50° のときは上記条件を満たさない。よって予混合圧縮噴射モードの噴射開始タイミングが BTDC 20°、30° 又は 40° ならば噴射角 $\theta = 62.5^\circ$ ($2\theta = 125^\circ$) は採用可能である。

- 10 【0043】 $\theta = 55^\circ$ ($2\theta = 110^\circ$) は通常噴射モードの上記条件を満たしていない。この場合予混合圧縮噴射モードのいずれの噴射開始タイミング (BTDC 20° 、 30° 、 40° 及び 50°) でも上記条件を満たすが、通常噴射モードの上記条件を満たさない。よって噴射角 $\theta = 55^\circ$ ($2\theta = 110^\circ$) は採用することができない。

20 【0044】このように、噴射角 θ の決定に当たっては、特に予混合圧縮噴射モードの噴射開始タイミングと、キャビティ 6 の径や深さが関係してくるが、いずれにしても上記条件を満たすような角度にすることにより、通常噴射モードにおける未燃 HC 排出や予混合圧縮噴射モードにおけるシリンダ 2 内側壁への燃料噴霧の衝突等を防止できる。ここで通常噴射モードのとき、キャビティ 6 の最底位置より径方向外側のキャビティ内壁に燃料が到達するように燃料を噴射することにより、キャビティ内壁への衝突後燃料をキャビティ内壁に沿って径方向外側に流動させ、拡散させることができるので、より広範囲の空気を利用でき、好ましい燃焼を実現できる。

30 【0045】ところで、燃焼はできるだけシリンダヘッド 4 下面から遠ざかった位置で行われるのが好ましい。即ちシリンダヘッド 4 内にはウォータージャケットが形成され、シリンダヘッド 4 が冷却水で冷却されているので、シリンダヘッド下面近傍で燃焼が行われるとシリンダヘッド 4 に熱を奪われ熱効率が下がり、燃費に不利であり、黒煙発生の原因ともなるからである。

40 【0046】よってこういった観点からは噴射角 θ はできるだけ小さい方が好ましい。試験の結果、噴射角 θ が 67.5° ($2\theta = 135^\circ$) 以下だと燃費が向上し、黒煙も抑制されることが判明した。従って噴射角 θ は 67.5° 以下とするのが好ましい。

【0047】さらに、本実施形態ではできるだけ表面積が小さくなるようなキャビティ形状を採用しているので、ピストン 2 にも熱を奪われ難く、熱効率及び燃費の向上を図れる。またキャビティ 6 内において燃焼が外側を中心に行なうと、キャビティ中心部の空気利用率が低いため、この無駄部分を埋めるべく隆起部 9 を形成し、キャビティ 6 をトロイダル型燃焼室の形態とした。

50 【0048】一方、予混合圧縮着火燃焼の場合、燃焼室 5 内の空気流動をできるだけ抑制した方が燃焼温度が低

下しNO_xが低減できると共に、熱損失の抑制により燃費向上が図れることが分かっている。従って、本実施形態のキャビティ6は、キャビティ入口部に径方向内側に突出するようなリップがなく、所謂リエントラント型でないものを採用している。即ちリエントラント型は一般的にキャビティ内のスワール保持能力が高く、これによって膨張行程時にキャビティ外の空気にもスワールを与える、燃焼室全体としての空気流動を促進し、燃焼を活発化することができて、通常の燃焼形態では好ましいことが知られている。しかしながら、予混合圧縮着火燃焼の場合だと、元々予混合気が形成され燃焼が行われやすいために、燃焼が活発となり過ぎて燃焼温度が高くなり、NO_xが増大してしまう。また燃焼温度が高くなる分熱損失も増大し燃費が悪化する。従って予混合圧縮着火燃焼を行う本実施形態ではリエントラント型キャビティを採用しないものである。なおこの意味では吸気ポートも低スワール形状を採用するのがよい。

【0049】以上、本発明の実施の形態は他にも様々なものが採用可能である。

【0050】

【発明の効果】以上要するに本発明によれば、予混合圧縮着火燃焼を実現しつつ、エンジンの全ての運転領域で適切な燃料噴射を実行し、排ガスの清浄化及び燃費低減を図ることができるという、優れた効果が発揮される。

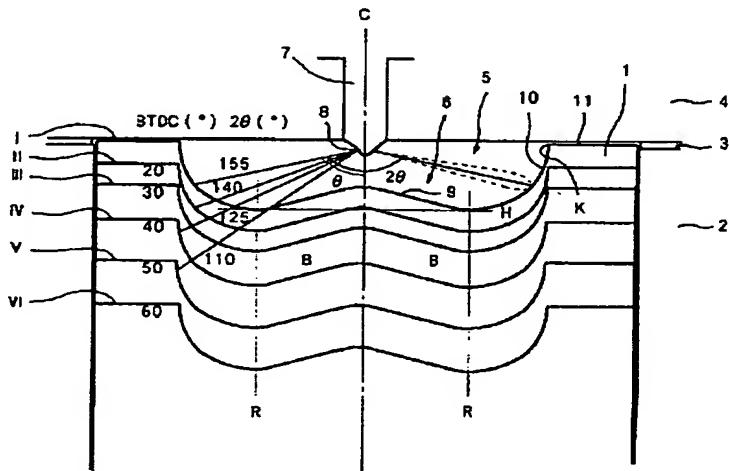
【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態に係るエンジンの内部を示す断面図である。

【符号の説明】

- | | |
|----|-----------------|
| 1 | ピストン |
| 10 | 2 シリンダ |
| | 4 シリンダヘッド |
| | 5 燃焼室 |
| | 6 キャビティ |
| | 7 燃料噴射ノズル |
| | 9 隆起部 |
| 20 | 10 側壁部 |
| | B キャビティの最底位置 |
| | C 軸心 |
| | θ 噴射角 |
| | λ 空気過剰率 |

【図1】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.¹

F 02 F 3/26

識別記号

F I

テーマコード（参考）

F 02 F 3/26

C

F ターム(参考) 3G023 AA02 AA04 AA05 AA07 AA18
AB05 AC05 AD02 AD14
3G084 AA01 BA09 BA15 DA02 DA10
DA38 EC01 FA18 FA26
3G301 HA02 HA04 JA02 JA22 JA24
JA26 KA08 KA09 MA01 MA19
MA23 MA26 MA27 MA29 NE15
PA01Z PA17Z PD01Z PE04Z